Vol. 20 No. 3
May, 2023
天 文 研 究 与 技 术
ASTRONOMICAL RESEARCH & TECHNOLOGY
第 20 卷 第 3 期
2023 年 5 月
ChinaXiv合作期刊

DOI: 10.14005/j.cnki.issn1672-7673.20230320.003

高精度镜面位置控制的微位移促动器研究

帅雨林[1,2,3]，牛冬生[1,2*]，王 海[1,2]，潘 聪[1,2,3]

（1. 中国科学院国家天文台南京天文光学技术研究所，江苏 南京 210042；2. 中国科学院天文光学技术重点实验室（南京天文光学技术研究所），江苏 南京 210042；3. 中国科学院大学，北京 100049）

摘要：随着光学天文望远镜口径不断增大，望远镜主镜多采用拼接镜面形式，而微位移促动器作为镜面拼接技术的关键部件，始终是研究的热点之一。以双螺旋滚珠丝杆代替传统机械式微位移促动器中减速器加滚珠丝杆结构，利用差动螺旋原理进行微位移输出，使用伺服电机作为驱动电机，并对负载时电机所需的转矩进行分析。微位移促动器的输出位移精度、行程及负载能力是重要技术指标，本文从这三方面的要求出发，开展性能测试。实验结果表明，该微位移促动器总行程为 5 mm，理论最大可承载 1 200 N，在 200 N 的负载下实现 200 nm 的步长分辨率，开环单向位移精度优于 0.65 μm，闭环单向位移精度优于 0.2 μm。验证了所提出的微位移促动器具备高精度、大行程和高负载的要求，为我国未来大口径天文望远镜的设计提供技术储备。

关键词：光学天文望远镜；微位移促动器；双螺旋滚珠丝杆；差动螺旋

中图分类号：TH751　**文献标识码**：A　**文章编号**：1672-7673(2023)03-0250-08

随着天文光学望远镜技术的发展，大口径望远镜主镜多采用拼接镜面技术，而微位移促动器主要用在高精度调节拼接子镜的位置，使各子镜实现共焦或共相。因此，高精度微位移促动器是实现镜面拼接的关键器件之一。

目前，国内外用于拼接镜面的微位移促动器主要有宏/微驱动式微位移促动器，例如 30 m 望远镜(Thirty Meter Telescope, TMT)[1]、欧洲极大望远镜(European Extremely Large Telescope, E-ELT)[2]和 PSMT 望远镜(Prototype Segmented Mirror Telescope)[3]，商用促动器+杠杆式微位移促动器，例如霍比-埃伯利望远镜(Hobby-Eberly Telescope, HET)[4]和南非大望远镜(Southern African Large Telescope, SALT)[5]，以及电动机械式微位移促动器如凯克望远镜(Keck Telescope)[6]和加那利大型望远镜(Gran Telescope Canarias, GTC)[7]。我国郭守敬望远镜(Large Sky Area Multi-Object Fiber Spectroscopy Telescope, LAMOST)项目设计的一种精密丝杆式促动器[8]，单向精度可以达到标准偏差 237 nm；长春光学精密机械与物理研究所为空间组装望远镜设计的一种粗精促动分离式精密促动器，能够提供 20 mm 的行程范围，以及 3 nm 的促动精度[9]；中国科学院电工研究所基于压电陶瓷设计的一种促动器，位移分辨率可以达到纳米级[10]；基于环形太阳望远镜设计的电动机械式促动器，位移分辨率和位移精度均优于 1 μm[11]。在控制方面，南京天文光学技术研究所针对音圈电机位移促动器设计了一种改进型自抗扰控制器[12]；成都光电技术研究所针对压电陶瓷位移促动器开展了子镜控制研究[13]。

上述各类促动器，音圈电机输出力小，需额外的卸载装置，结构复杂；普通电动机械式由于减速器存在间隙，在调节过程中会引入位置误差；商用促动器精度不高，负载较小，需要利用杠杆实现分辨率和负载的放大；压电陶瓷式虽然精度较高，但行程很小。

本文基于电动机械式促动器提出一种新型差动螺旋式微位移促动器，采用消隙滚珠丝杆结合差分

基金项目：国家自然科学基金（11973067）资助.
收稿日期：2023-01-05；修订日期：2023-02-20
作者简介：帅雨林，男，硕士研究生，主要研究拼接镜面支撑技术. Email: shuaiyulin20@mails.ucas.ac.cn.
* 通信作者：牛冬生，男，副研究员，主要研究望远镜结构设计. Email: dsniu@niaot.ac.cn.

ChinaXiv:202311.00017v1

ChinaXiv合作期刊

螺纹原理，实现高精度、大行程的位移输出，并具备高负载能力，为微位移促动器设计提供了一种新方案。

1　差动螺旋式微位移促动器的设计

1.1　差动螺旋传动的基本原理

本文采用的螺纹差分传动基本原理如图 1，传动模型主要有 3 个构件组成：机架 3、移动螺母 2 和双螺纹丝杆 1。为实现高精度的位移输出，螺纹 A 和 B 的螺旋方向必须相同(本设计中均采用右旋)，螺杆按照图 1 所示回转方向转动一周，根据(右)左手定则可以判断，整个螺杆 1 相对机架 3 向左移动一个导程 PA，而移动螺母 2 相对于螺杆 1 向右移动一个导程 PB，所以，移动螺母 2 相对于机架移动的实际距离为

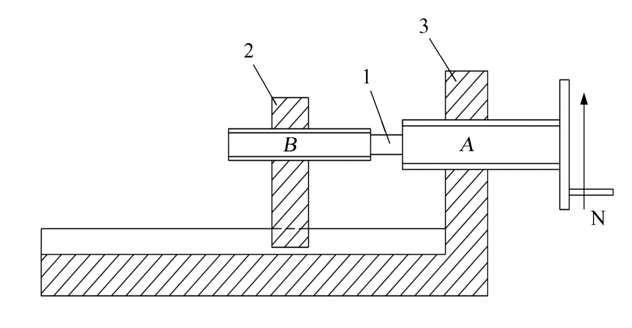


图 1　差动螺旋传动模型

Fig. 1　Model of differential screw drive

$$L_1 = PA - PB . \tag{1}$$

传统的机械式微位移促动器由于受到滚珠丝杆难以将导程加工到毫米级以下的限制，需要额外使用蜗轮蜗杆或齿轮进行辅助减速，而本设计仅采用消隙滚珠丝杆结构，利用两段丝杆的导程差可以达到亚毫米级(根据设计要求可以更小)，实现高精度的位移输出。

1.2　设计方案

利用螺纹差分原理，本文设计的高精度微位移促动器的结构如图 2，主要部件有伺服电机、直线导轨副、双螺纹滚珠丝杆、花键副、长度计和驱动控制系统等。我们选择伺服电机为驱动电机，并使用双螺旋滚珠丝杆代替传统机械式微位移促动器中的减速器加滚珠丝杆结构，通过差动螺旋实现对镜面的微位移输出。微位移促动器的设计指标如表 1。

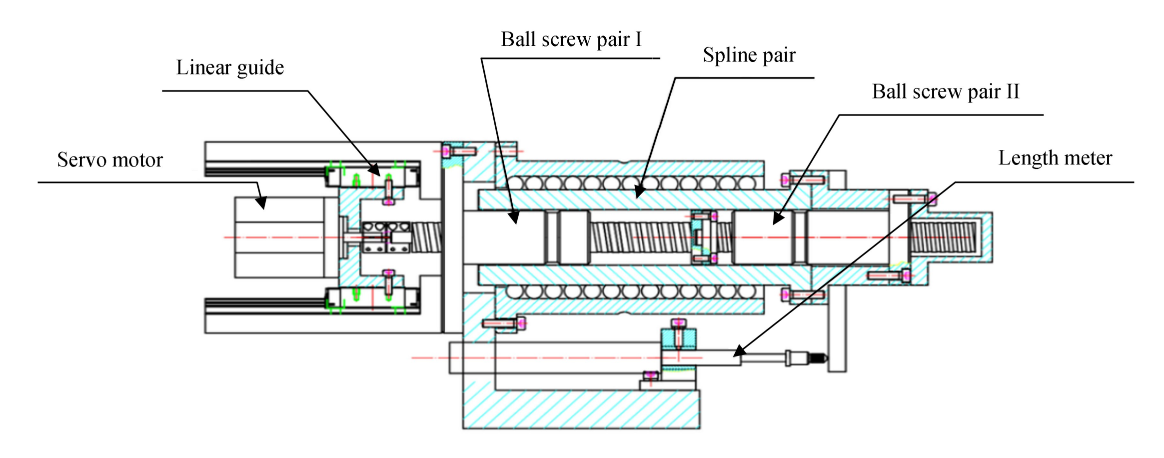


图 2　微位移促动器结构

Fig. 2　Structure of micro-displacement actuator

1.3 电机所需转矩的计算

根据微位移促动器使用的场景、承载和尺寸大小要求，选用所需额定输出力矩的电机，而采用螺纹差分结构后的电机所需力矩的计算与单丝杆结构有显著的差异，所以我们应对负载时电机所需的转矩进行分析。

1.3.1　外载荷产生的摩擦力矩

如图 3，斜面为滚珠丝杆 II 螺纹沿中径处展

表 1　微位移促动器性能参数

Table 1　Micro-displacement actuator parameters

Item	Value
Output displacement/mm	±2
Accuracy/μm	±1
Load/N	≥200
Resolution ratio/μm	≤1

ChinaXiv合作期刊

开，斜面上的滑块代表滚珠丝杆螺母 II，在外载荷作用下，螺母和螺杆的相对运动可以看作滑块在斜面上的运动。当滑块沿斜面向上运动时，所受作用力包括轴向载荷、水平推力以及斜面对滑块的法向反力和摩擦力的合力。由图 3 可得

$$F = F_Q \tan(\lambda + \rho), \tag{2}$$

其中，F 为水平推力；F_Q 为轴向载荷；λ 为螺纹升角；ρ 为摩擦角。转动所需的转矩为

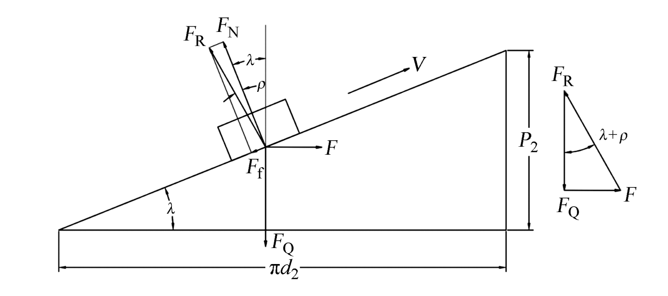


图 3 传动螺旋副受力分析

Fig. 3 Load distribution of screw pair

$$T = F\frac{d}{2} = \frac{d}{2}F_Q \tan(\lambda + \rho), \tag{3}$$

其中，T 为只考虑负载时，转动滚珠丝杆所需转矩；d 为滚珠丝杆中径。螺旋副的效率 η 为

$$\eta = \frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda + \rho)}. \tag{4}$$

将(3)式代入(4)式可得

$$T = \frac{F_Q P}{2\pi\eta} \times 10^{-3}, \tag{5}$$

其中，P 为滚珠丝杆的导程。

当微位移促动器输出端有轴向载荷 F_Q 时，在滚珠丝杆副 II 的相对运动中，滚珠丝杆螺母 II 相当于滑块，滚珠丝杆 II 相当于斜面。但是在滚珠丝杆副 I 的相对运动中，滚珠丝杆 I 相当于滑块，滚珠丝杆螺母 I 相当于斜面，轴向载荷 F_Q 在滚珠丝杆副 I 和滚珠丝杆副 II 中产生的转矩方向相反，所以轴向载荷 F_Q 最终在电机处产生的转矩为

$$T_F = T_{1F} - T_{2F} = \frac{F_Q(P_1 - P_2)}{2\pi\eta} \times 10^{-3}, \tag{6}$$

其中，T_F 为只考虑负载时，微位移促动器电机转动所需转矩；T_{1F} 和 T_{2F} 为只考虑负载时，滚珠丝杆 I 和 II 转动所需转矩；P_1 和 P_2 为滚珠丝杆 I 和 II 的导程。

1.3.2 预加载荷造成的预紧力矩

丝杆转动时，电机不仅需要克服外载荷造成的摩擦力矩，还需要克服滚珠丝杆在加工过程中施加的预紧载荷所造成的预紧力矩，预紧力矩为

$$T_{P1} = \frac{F_{P1}P_1}{2\pi}\frac{1 - \eta^2}{\eta} \times 10^{-3}, \tag{7}$$

其中，T_{P1} 为滚珠丝杠副 I 中的预紧力矩；F_{P1} 为滚珠丝杠副 I 中的预紧载荷。

当电机顺时针带动丝杆转动时，滚珠丝杆螺母 I 和滚珠丝杆螺母 II 均相对于滚珠丝杆逆时针转动，两个螺母对丝杆的预紧载荷产生的预紧力矩方向相同，即

$$T_P = T_{P1} + T_{P2} = \frac{F_{P1}P_1 + F_{P2}P_2}{2\pi}\frac{1 - \eta^2}{\eta} \times 10^{-3}, \tag{8}$$

其中，T_P 为微位移促动器总预紧力矩；F_{P2} 为滚珠丝杆副 II 的预紧载荷。

综上，当负载为 F_Q 时，电机驱动所需转矩 T_M 为

$$T_M = T_F + T_P. \tag{9}$$

2 控制方案

本文通过搭建差动螺旋式微位移促动器测试系统实现对微位移促动器的开环和闭环控制，若上述结构方案精度较高，滚珠丝杆机械误差较小，不需要末端反馈进行补偿，则微位移促动器采用开环控制，使用电机自带的编码器作为检测机构；若结构方案精度无法满足需求，滚珠丝杆机械误差较大，

ChinaXiv:202311.00017v1

ChinaXiv合作期刊

则微位移促动器采用闭环控制，对丝杆末端额外添加传感器做位置反馈，利用编码器做速度反馈。控制系统框图如图 4。

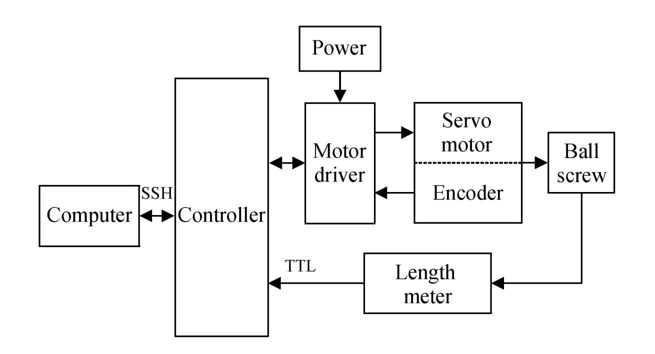
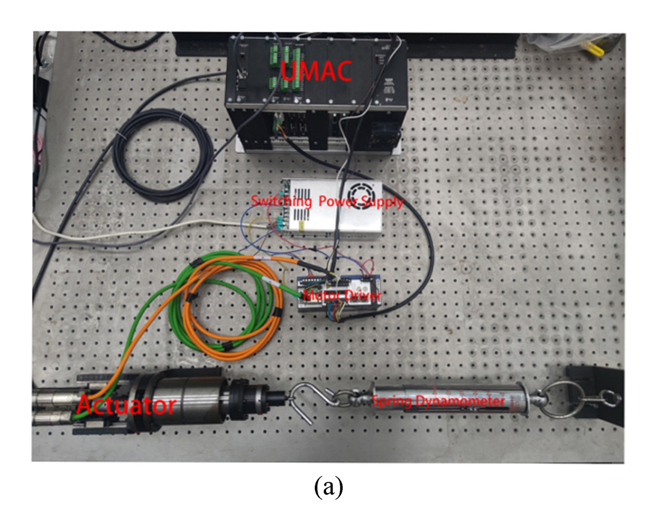


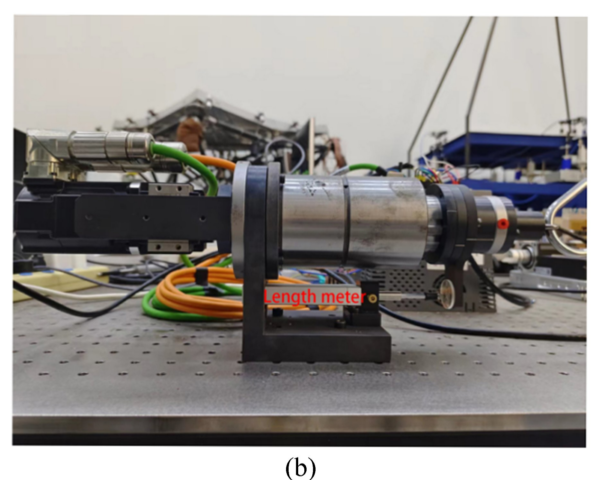
图 4　微位移促动器控制系统框图

Fig. 4　Micro-displacement actuator control system block diagram

差动螺旋式微位移促动器采用美国科尔摩根公司的伺服电机，电机自带的编码器分辨率为 16 位，测量范围为 0～360°，换算成角度，分辨率为 360°/65 536，即 0. 005 5°。驱动器选择配套的伺服电机驱动器。丝杆末端额外添加的传感器选用 HEIDENHAIN 公司的长度计，型号为 MT2571，用来实时检测微位移促动器输出端位移的步进量，量程为 25 mm，精度为 0. 2 μm。实验选用美国 Delta Tau 公司的 UMAC 控制器，该控制器以模块化的 PMAC(Program Multi Axes Controller) 系统为核心，是目前世界上最先进、功能最强的运动控制器之一，并且 UMAC 控制器和上位机之间利用光纤链接，采用 SSH 通信协议，可以实现较为安全的远程操控，还可以选用不同的控制卡进行不同的功能配置。本文选用 ACC-24E3 卡作为伺服电机控制信号输出和反馈信号采集卡。差动螺旋式微位移促动器的实验平台如图 5。



(a)



(b)

图 5　(a) 促动器测试平台；(b) 促动器实物图

Fig. 5　(a) Actuator test system; (b) physical of actuator

3　微位移促动器测试与分析

实验中，滚珠丝杆副 I 的螺距为 5 mm，滚珠丝杆副 II 的螺距为 4 mm，电机转动一圈，微位移促动器输出 1 mm。为了消除振动，我们将微位移促动器装夹在高精度隔振平台上，并设计了加力装置模拟负载(如图 5) ，根据微位移促动器的使用特点，对其主要性能指标进行测试。

3. 1　电机所需转矩测试

取 A，B 两对预紧载荷不同的丝杆，分别测出预紧力矩后，依次装在微位移促动器上，对电机输出端施加 0～250 N 的负载。在同一转速下，测试在两组不同的预紧载荷下，电机转动所需转矩，得到实验结果，并将理论值与实际值进行比较，如图 6。

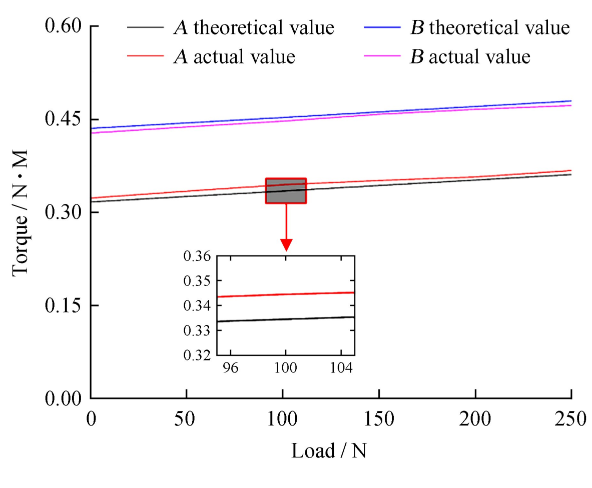
从图 6 可以看出，理论计算的转矩值与实际值之间的最大差值约为 0. 01 N · M，相对差值约为 3. 03%。根据推导的转矩公式，本设计中的促动器选用 A 对丝杆作为差动螺旋丝杆，则该微位移促动器理论最大可以承载 1 200 N。

ChinaXiv:202311.00017v1

ChinaXiv合作期刊

3.2 行程测试

微位移促动器按照目标行程(-2.5~+2.5 mm)从中间 0 点处运行，记录全量程输出位移轨迹，实验结果如图 7。实验结果表明，微位移促动器可以实现±2.5mm 范围内的驱动，即全行程 5 mm，满足设计指标。



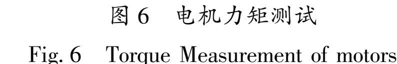


图 6 电机力矩测试

Fig. 6 Torque Measurement of motors

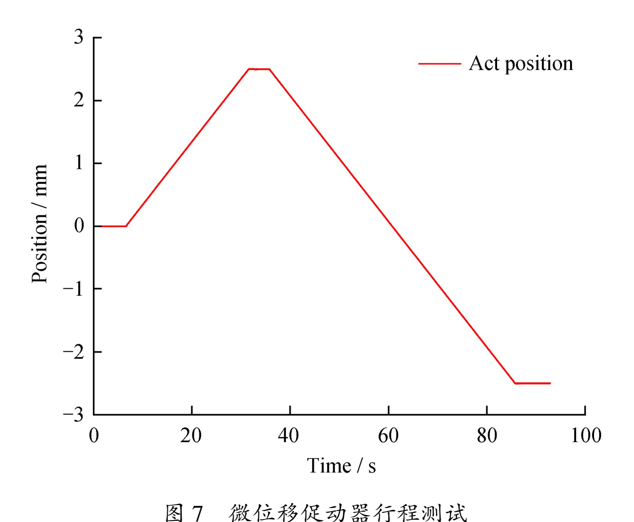


图 7 微位移促动器行程测试

Fig. 7 Micro-displacement actuator stroke test

3.3 分辨率检测

对微位移促动器的输出端施加 200 N 的负载，按照步长为 200 nm 的位移量进行测试，实验结果如图 8。实验结果表明，步长为 200 nm 时，标准偏差约为 50 nm，所以该微位移促动器的输出分辨率为 200 ± 50 nm，满足设计指标。

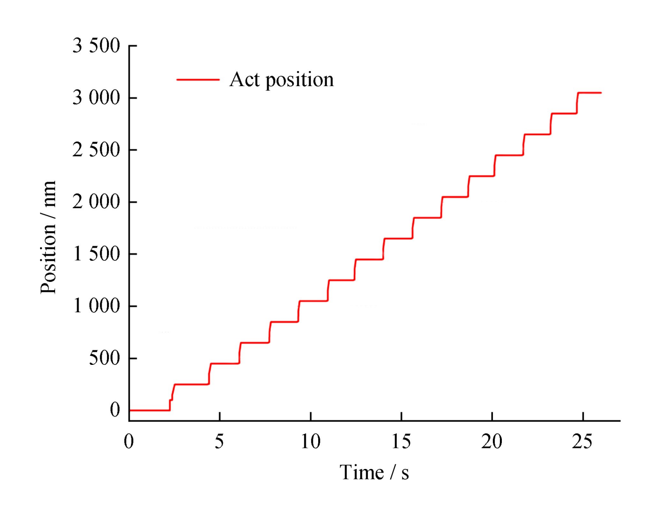


图 8 200 nm 步长曲线

Fig. 8 Curve of test at a step of 200 nm

3.4 精度测试

3.4.1 开环精度测试

微位移促动器在 200 N 的负载下，位于中间 0 点，分别输入步长为 10 μm 和 100 μm 的指令，当步进次数达到 15 次时，电机反向运动，并且步长和步进次数与反向前一致，最终得到微位移促动器输出位移精度和空回后的位置误差。测试曲线如图 9。实验得到各种步长的标准偏差和位置误差如表 2。

表 2 10 μm 和 100 μm 步长的标准误差和位置误差(开环)

Table 2 RMSE and position error of test at a step of 10 μm & 100 μm (open loop)

Step/μm	RMSE/μm	Position error/μm
10	0.10	3.4
100	0.65	3.2

由表 2 可知，步长 10 μm 和 100 μm 时的标准偏差分别为 0.1 μm 和 0.65 μm，这是由于滚珠丝杆中螺距分布不均以及负载后产生的弹性变形导致。当使用单根丝杆输出 100 μm 时，经实验测得仅使用滚珠丝杆副 I 输出 100 μm 时，标准偏差为 1 μm，仅使用滚珠丝杆副 II 输出 100 μm 时，标准偏差为 1.12 μm。可以看出，采用差动螺旋输出极大地改善了因螺距分布不均带来的误差。

位置误差是由于滚珠丝杆副 I 和滚珠丝杆副 II 间隙之差造成的，可以利用实验测试后通过补偿消除，也说明微位移促动器在开环控制下的控制精度不高，需要闭环校正。

ChinaXiv:202311.00017v1

ChinaXiv合作期刊

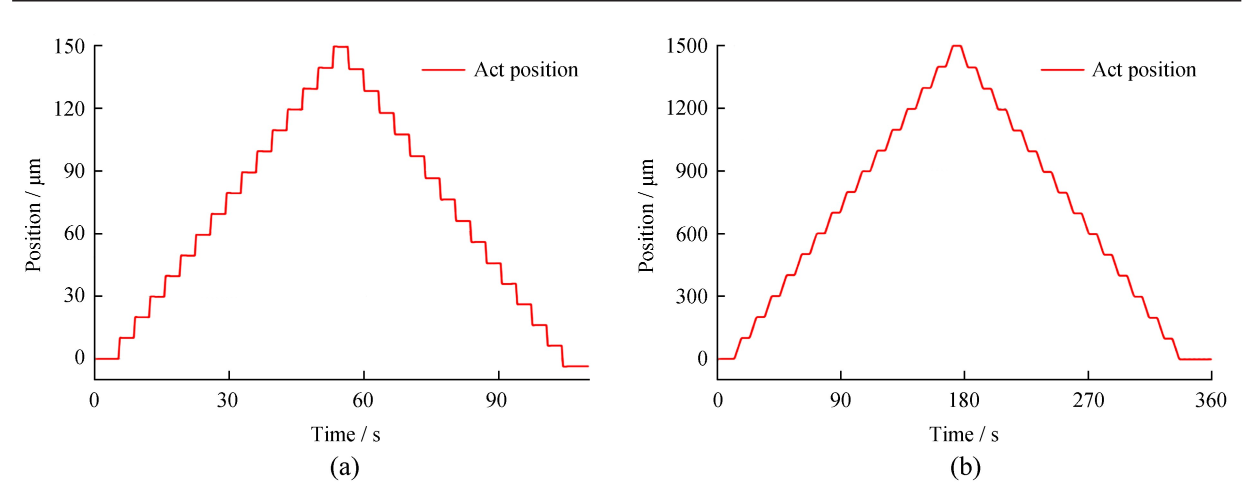


图 9　微位移促动器开环控制精度测试。(a)10 μm 步长曲线；(b)100 μm 步长曲线

Fig. 9　Open-loop control accuracy test of micro-displacement actuator. (a) Curve of test at a step of 10 μm; (b) curve of test at a step of 100 μm

ChinaXiv:202311.00017v1

3.4.2　闭环精度测试

闭环测试曲线如图 10。相对于开环控制，采用闭环控制时，促动器位移精度只与长度计精度相关。长度计实时检测微位移促动器的位移步进量，并进行反馈，与目标位移对比，通过 PID 控制进行补偿。从长度计数值来看，相对误差为 0，所使用的长度计精度为 0.2 μm，在短行程内精度可以达到 0.04 μm。

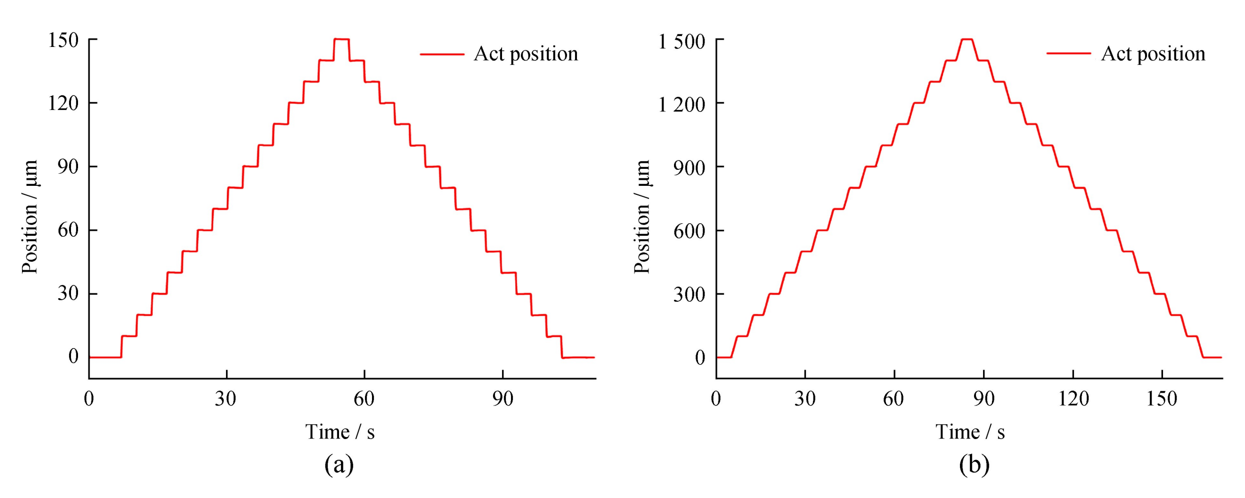


图 10　微位移促动器闭环控制精度测试。(a)10 μm 步长曲线；(b)100 μm 步长曲线

Fig. 10　Closed-loop control accuracy test of micro-displacement actuator. (a) Curve of test at a step of 10 μm; (b) curve of test at a step of 100 μm

3.5　断电自锁测试

微位移促动器在 200 N 负载下，当微位移促动器稳定后，将微位移促动器伺服电机断电。图 11 是微位移促动器在 0 点附近位移随时间变化的曲线。从图 11 可以看出，伺服电机在第 5 s 左右断电，断电之前微位移促动器稳态精度均方根约为 0.13，断电后促动器编码器的数值保持在−1.18，变化量为 1.31，换算后变化量约为 0.02 μm，满足位移促动器的位移精度要求，同时可以起到降低能耗的作用。

4　结　论

本文提出和设计了一种新型差动螺旋式微位移促动器及控制方案，从工作原理和电机所需转矩等

ChinaXiv合作期刊

ChinaXiv:202311.00017v1

方面对微位移促动器系统进行了深入研究，并进行相关的实验验证。实验和测试结果表明：负载为 200 N 时，驱动微位移促动器，电机所需转矩为 0.36 N · M，促动器理论最大可承载 1 200 N；促动器总行程为 5 mm，分辨率可以达到 200 nm，满足设计指标小于 1 μm 的分辨率要求；精度测试表明，在开环状态下位置误差约为 3.4 μm，单次调节 10 μm 和 100 μm 时，微位移促动器的单向精度分别为 10 ± 0.1 μm 和 100 ± 0.65 μm；闭环状态下微位移促动器 10 μm 和 100 μm 步长位移精度优于 0.2 μm，满足微位移促动器的设计指标。测试结果验证了该微位移促动器原理和结构简单，能够实现大行程、高精度和大负载的要求，可以应用于大型天文望远镜，同时也适用于其他精密调整机构。

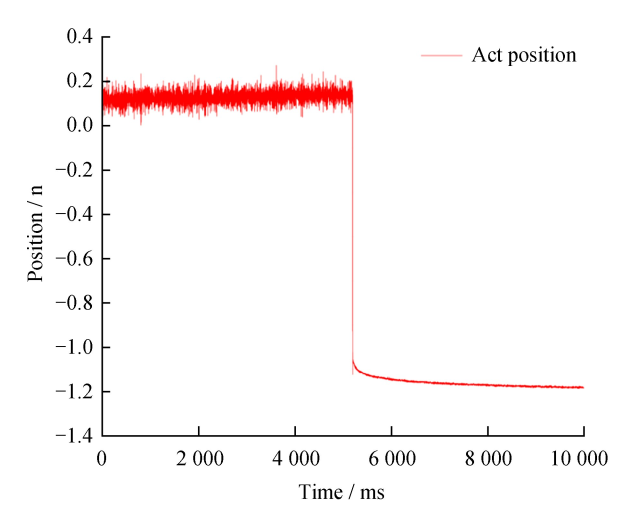


图 11 微位移促动器断电前后的位置变化曲线

Fig. 11 Position variation curve of micro-displacement actuator before and after power

参考文献：

[1] STEEP L. Thirty Meter Telescope project update [C] // Proceedings of SPIE. 2012.

[2] JIMENEZ A, MORANTE E, VIERA T, et al. Design of a prototype position actuator for the primary mirror segments of the European Extremely Large Telescope [C] // Proceedings of SPIE. 2010.

[3] DESHMUKH P G, MANDAL A, PARIHAR P S, et al. Design, development, and validation of a segment support actuator for the prototype segmented mirror telescope [J]. Journal of Astronomical Telescopes Instruments & Systems, 2018, 4(1): 014005.

[4] KRABBENDAM V L, SEBRING T A, RAY F B, et al. Development and performance of Hobby-Eberly Telescope 11-m segmented mirror [C] // Proceedings of SPIE. 1998: 436-445.

[5] JIAN S, GAJJAR H. Completion of the Southern African Large Telescope (SALT) primary mirror system [C] // Proceedings of SPIE. 2004: 881-891.

[6] MENG J D, MINOR R, MERRICK T, et al. Position control of the mirror figure control actuator for the Keck Observatory ten meter primary mirror [J]. Active Telescope Systems, 1989, 31(6): 266-274.

[7] LEFORT B, CASTRO J. The GTC primary mirror control system [C] // Proceedings of SPIE. 2008.

[8] 李国平，苗新利. 一种微位移促动器的设计和检测 [J]. 光学精密工程，2005，13(3)：332-338.
LI G P, MIAO X L. Design and test of a micro-displacement actuator [J]. Optics and Precision Engineering, 2005, 13(3): 332-338.

[9] 吴松航，董吉洪，于夫男，等. 大口径空间组装式望远镜主动支撑促动器设计与研究 [J]. 机械设计与制造，2022(2)：135-138.
WU S H, DONG J H, YU F N, et al. Design and research of active support actuator for large diameter space assembly telescope [J]. Machinery Design & Manufacture, 2022(2): 135-138.

[10] 王丽娜，刘俊标，郭少鹏，等. 一种结构简单的高精度压电尺蠖式位移致动器 [J]. 微特电机，2009，37(12)：26-28.

ChinaXiv合作期刊

WANG L N, LIU J B, GUO S P, et al. A precision inchworm-type piezoelectric actuator with simple structure and easy assembly feature [J]. Small & Special Electrical Machines, 2009, 37 (12): 26-28.

[11] 张宗猛, 王正兰, 杨德华, 等. 基于步进电机的位移促动器设计与实测 [J]. 天文研究与技术, 2019, 16(3): 329-334.
ZHANG Z M, WANG Z L, YANG D H, et al. Development and test of a stepper motor driven displacement actuator [J]. Astronomical Research & Technology, 2019, 16(3): 329-334.

[12] 李浩, 张振超, 李国平, 等. 拼接镜面望远镜位移促动器系统的自抗扰控制 [J]. 红外与激光工程, 2019, 48(2): 186-193.
LI H, ZHANG Z C, LI G P, et al. Active disturbance rejection control of position actuator system for segmented mirror telescope [J]. Infrared and Laser Engineering, 2019, 48(2): 186-193.

[13] YU W H, LI B, CHEN M, et al. Analysis and design of segment control system in segmented primary mirror [C] // Proceedings of Annual Conference of the Chinese-Society-for-Optical-Engineering (CSOE) on Applied Optics and Photonics China (AOPC)-Space Optics and Earth Imaging and Space Navigation. 2017.

Research on Micro-displacement Actuator for High Precision Mirror Position Control

Shuai Yulin[1,2,3], Niu Dongsheng[1,2*], Wang Hai[1,2], Pan Cong[1,2,3]

(1. National Astronomical Observatories/Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology, Chinese Academy of Sciences, Nanjing 210042, China, Email: dsniu@niaot.ac.cn; 2. CAS Key Laboratory of Astronomical Optics & Technology, Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology, Nanjing 210042, China; 3. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: With the continuous increase of the aperture of optical astronomical telescopes, the main mirror of the telescope is mostly in the form of spliced mirrors, and the micro-displacement actuator, as a key component of the mirror splicing technology, has always been one of the research hotspots. In this paper, a double-helix ball screw is used to replace the reducer plus ball screw structure in the traditional mechanical micro-displacement actuator. The differential screw principle is used for micro-displacement output, and the servo motor is used as the driving motor, and the torque required by the motor under load is analyzed. This research starts from the requirements of output displacement accuracy, output range and bearing capacity and carry out performance tests. The experimental results show that the total stroke of the micro-displacement actuator is 5 mm, the theoretical maximum load capacity is 1 200 N, and the step resolution of 200 nm can be realized under the load of 200 N. The accuracy of open-loop unidirectional displacement is better than 0. 65 μm, and the accuracy of closed-loop unidirectional displacement is better than 0. 2 μm, verifying that the proposed micro-displacement actuator scheme meets the requirements of high precision, large stroke and high load, and provides technology for the design of large-aperture astronomical telescopes for future reserve of our nation.

Key words: optical astronomical telescope; micro-displacement actuator; double-helix ball screw; differential screw

ChinaXiv:202311.00017v1